

22^{ème} Congrès Français de Mécanique

Lyon, 24 au 28 Août 2015

Modélisation du Comportement Vibroacoustique d'une Cabine de Camion en Moyenne Fréquence avec Prise en Compte des Habillages

Y. GERGES^a, HD. HWANG^a, K. EGE^a, L. MAXIT^a, C. SANDIER^a

a. Laboratoire Vibrations Acoustique, INSA Lyon, 25 bis avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne.

(youssef.gerges)(hadong.hwang)(kerem.ege)(laurent.maxit)(celine.sandier)@insa-lyon.fr

Résumé :

L'objectif principal du projet CLIC (City Lightweight and Innovative Cab) est de proposer une nouvelle cabine de camion allégée, destinée aux transports urbain et péri-urbain. Cet allègement impacte directement le confort vibroacoustique et oblige les concepteurs à prendre en compte des phénomènes non étudiés précédemment, tel le confort vibroacoustique en moyenne fréquence. La méthode SmEdA permet la modélisation d'un tel problème. Il s'agit d'une méthode de sous-structuration par éléments finis, basée sur une formulation énergétique modale. Ce papier s'intéresse à l'interaction plancher-cavité, pour des excitations solidiennes sur les liaisons châssis-cabine, en prenant en compte les matériaux amortissants. Une comparaison numérique expérimentale permet la validation de la méthode.

Abstract:

The main goal of the CLIC project (City Lightweight and Innovative Cab) is to propose a new lighten cabin truck, designed for urban and peri-urban transport. This lightening impacts directly the vibroacoustic comfort and forces the designers to take into account phenomena not studied previously, such as the mid-frequency vibroacoustic comfort. SmEdA method allows the modeling of such a problem. It consists of a substructuring finite element method, based on a modal energy formulation. This paper focuses on the floor-cavity interaction, for a solidian excitation on the frame link, by taking into account the damping materials. A numerical-experimental comparison allows the validation of the method.

Mots clefs : Vibroacoustique – Moyenne Fréquence – Méthode énergétique – Comparaisons numérique expérimental

1 Introduction

La modélisation du problème vibroacoustique en moyenne fréquence reste un défi dans beaucoup d'applications industrielles. La méthode des éléments finis est la plus courante malgré son inconvénient majeur lié à la taille du maillage. La méthode SmEdA (Statistical modal Energy distribution Analysis) [3, 4] permet de décrire le couplage entre deux sous-systèmes, en post-traitant l'analyse modale de chaque sous-système découplé. Elle utilise les mêmes hypothèses que la SEA (Statistical Energy Analysis) hormis l'équipartition des énergies modales : la répartition des énergies est décrite entre les modes des sous-systèmes couplés. Le couplage est décrit à travers les facteurs de perte spatiaux et spectraux. D'autre part, l'utilisation des matériaux viscoélastiques est très répandue pour amortir les vibrations des structures. Une méthodologie pour prendre en compte ce type de matériaux dans SmEdA est présentée. On s'intéresse à l'interaction entre le plancher et la cavité pour des excitations solidiennes sur les liaisons châssis-cabine.

2 Prise en compte des matériaux dissipatifs dans SmEdA

La méthode SmEdA est basée sur une formulation modale des sous-systèmes ; le couplage est décrit à travers l'échange de puissances entre les modes des sous-systèmes. La non-équipartition des énergies modales fait que le niveau d'énergie est traité pour chaque mode de chaque sous-système dans une bande de fréquence. Considérons les deux sous-systèmes SS_1 et SS_2 constitués de N_1 et N_2 modes respectivement dans une bande de fréquence. Notons p ($p = 1 : N_1$) et q ($q = 1 : N_2$) l'ordre des modes de SS_1 et SS_2 respectivement. Le système est régi par l'équation énergétique SmEdA :

$$\begin{bmatrix} \Pi_{inj}^p \\ \Pi_{inj}^q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_p \eta_p + \sum_{q=1}^{N_2} \beta_{pq} & -\beta_{pq} \\ -\beta_{pq} & \omega_q \eta_q + \sum_{p=1}^{N_1} \beta_{pq} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_p \\ E_q \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Π_{inj} est la puissance injectée modale de chaque sous-système, E est l'énergie modale, ω est la pulsation propre, η est le facteur de perte modal, β_{pq} est le facteur de perte par couplage entre le mode p et le mode q de SS_1 et SS_2 respectivement. β_{pq} peut se décomposer suivant deux termes:

$$\beta_{pq} = \beta_\omega \beta_W. \quad (2)$$

β_ω est le facteur de perte spectral qui dépend des pulsations propres et des facteurs de pertes modaux des deux sous-systèmes découplés. β_ω vérifie l'équation :

$$\beta_\omega = \frac{\eta_p \omega_p \omega_q^2 \eta_q \omega_q \omega_p^2}{(\omega_p^2 - \omega_q^2)^2 + (\eta_p \omega_p + \eta_q \omega_q) (\eta_p \omega_p \omega_q^2 + \eta_q \omega_q \omega_p^2)}. \quad (3)$$

β_W est le facteur de perte spatial qui dépend des déformées propres (ϕ_p et ϕ_q) des deux sous-systèmes découplés et de leurs masses modales M_p et M_q respectivement. Il est

issu de la formulation duale modale qui permet d'écrire le travail intermodal entre deux sous-systèmes [4]. β_W vérifie l'équation :

$$\beta_W = \frac{(\int \phi_p \phi_q dS)^2}{M_p M_q}. \quad (4)$$

L'ajout des matériaux viscoélastique dans la structure complexifie la construction du modèle numérique. Pour décrire chaque sous-système SmEdA, il faut déterminer ses pulsations et déformées propres, ainsi que ses facteurs de perte modaux. Les propriétés du matériau viscoélastique sont dépendantes de la fréquence. On propose de considérer le facteur de perte constant par bande. D'autre part, la modélisation du multicouche (tôle+matériaux viscoélastique) pose toujours problème en moyennes fréquences. Dans [1], on propose une méthode de modélisation du multicouche en le représentant par une seule couche avec des paramètres de matériaux équivalent. Les hypothèses de continuité des déplacements et des contraintes de cisaillements sur les surfaces communes sont supposées. Le modèle de plaque de Love-Kirchhoff est utilisé pour écrire l'équation du mouvement sur le plan moyen. Ainsi, si on considère un amortissement visqueux où $K^* = K_0(1 + j\eta)$ avec K_0 la matrice de raideur réelle de la structure et η le facteur de perte et si on assume l'hypothèse de Basile, le facteur de perte du mode p peut être déduit tel que [2] :

$$\eta_p = \frac{Im(\phi_p^T K^* \phi_p)}{Re(\phi_p^T K^* \phi_p)}. \quad (5)$$

3 Application

Afin de valider le modèle SmEdA sur un cas complexe avec des matériaux viscoélastique, on propose dans ce paragraphe une comparaison numérique/expérimentale sur une cabine de camion fournie par un des partenaires industriels du projet. La comparaison porte sur le niveau de pression aux oreilles du chauffeur pour une excitation solidienne sur les liaisons châssis-cabine. La figure 1 présente le modèle élément finis de la cabine et la cavité acoustique.

On suppose que la rupture d'impédance mécanique entre le plancher et les autres faces de la cabine est suffisante pour n'avoir à considérer que le couplage entre le plancher (SS1) et la cavité (SS2) (i.e. les transferts d'énergie par les structures latérales ou le plafond sont supposées négligeables). Une validation de cette hypothèse passe par une comparaison numérique expérimentale entre le modèle du plancher appuyé sur ses bords et le cas réel de la cabine. Le plancher est excité par un marteau de choc sur la liaison avec le châssis et l'accélération sur ce point est mesurée en même temps. La figure 2a présente la confrontation numérique/expérimentale de l'inertance (Γ/F) moyennée par bande de 100Hz sur le point d'excitation. On constate que sur les 16 bandes de fréquences, seulement 4 bandes sont mal corrélées.

Lors de l'application du choc pour les mesures de l'inertance sur le plancher, la pression sur les oreilles du chauffeur a été mesurée. D'un point de vue numérique, la ré-

solution du système d'équation (1) permet de remonter à l'énergie acoustique moyenne dans la cabine. Dans [5], on propose une méthode pour remonter à l'énergie locale ainsi qu'à la pression locale. La figure 2b compare les résultats numériques et expérimentaux des pressions sur les oreilles du chauffeur. Les résultats numériques sont présentés pour les cas avec et sans traitement viscoélastique. On constate que l'ajout de ces matériaux amortissant permet un gain de 10dB en confort acoustique. D'autre part, les deux résultats numérique et expérimental, dans le cas de traitement viscoélastique, sont bien corrélés : l'écart moyen est de 2.5dB sur 14 des 16 bandes. On peut aussi constater que les courbes numériques sont décalées, à partir de 600Hz, à gauche par rapport aux courbes expérimentales.

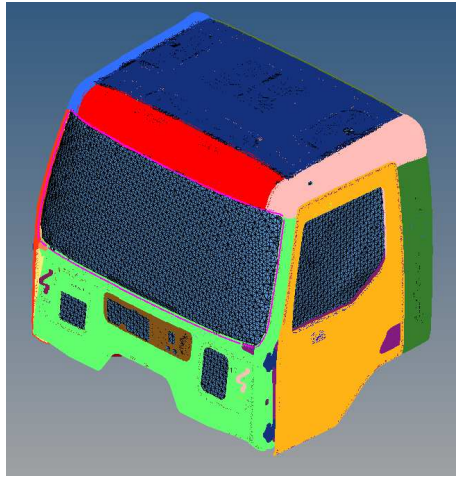


Figure 1: Modèle éléments finis de la cabine et de la cavité acoustique.

4 Conclusion

Une méthode de prédiction du comportement vibroacoustique d'une structure industrielle telle qu'une cabine de camion a été proposée. La complexité réside dans la taille du modèle et la modélisation de l'habillage. Cette méthode est basée sur SmEdA pour prédire le niveau de pression locale aux oreilles du conducteur pour des excitations locales. L'habillage de la cabine a été prise en compte pour des matériaux dissipatifs structuraux (type viscoélastique) où une méthode de modélisation de multi-couche avec SmEdA a été proposée. La méthodologie a consisté à déterminer des paramètres

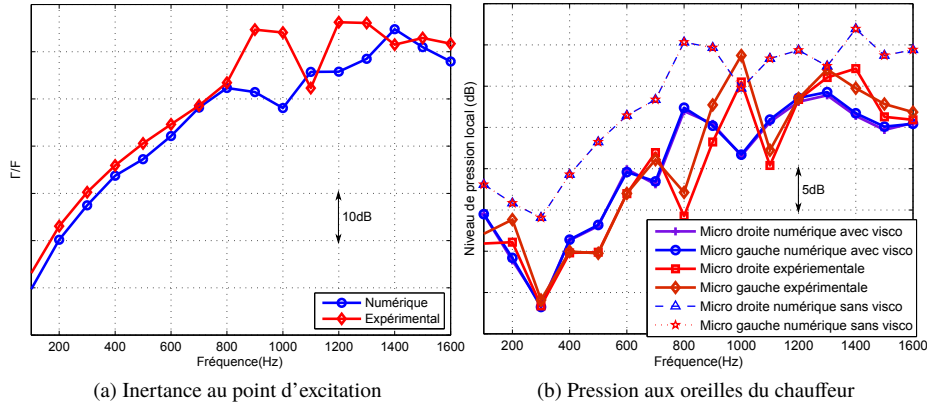


Figure 2: Comparaisons numériques/expérimentales.

mécaniques équivalents (densité, module young, facteur de perte) à partir d'un modèle multicouches viscoélastiques et à utiliser une méthode de projection modale pour en déduire les facteurs de couplage modal utilisé dans SmEdA. La comparaison numérique expérimentale valide la méthodologie. Les prochains travaux focaliseront sur la prise en compte de l'habillage complet de la cabine incluant les matériaux absorbants (type poreux).

Remerciements

Ce travail a été cofinancé par le gouvernement français (FUI 12 - Fonds Unique Interministériel) et l'union européenne (FEDER - Fonds européen de développement régional). Il a été en partie réalisé au sein du LabEx CeLyA (Centre Lyonnais d'Acoustique, ANR-10-LABX-60) dans le cadre du projet de recherche CLIC (City Lightweight Innovative Cab) proposé par le cluster LUTB (Lyon Urban Truck and Bus), en partenariat avec Renault Trucks, Arcelor-Mittal, ACOEM, ALTRAN, FEMTO-ST (Univ. de Franche-Comté) et LVA (INSA Lyon).

References

- [1] GUYADER, J.-L., AND CACCIOLATI, C. Viscoelastic properties of single layer plate material equivalent to multi-layer composites plate. In *INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings* (2007), vol. 2007, Institute of Noise Control Engineering, pp. 4190–4199.
- [2] HWANG, H. D., EGE, K., MAXIT, L., TOTARO, N., AND GUYADER, J.-L. Equivalent damping modeling in the framework of smeda. In *XIX-th symposium Vibrations, SHocks & NOise (VISHNO)*.

- [3] MAXIT, L., EGE, K., TOTARO, N., AND GUYADER, J.-L. Non resonant transmission modelling with statistical modal energy distribution analysis. *Journal of Sound and Vibration* 333, 2 (2014), 499–519.
- [4] MAXIT, L., AND GUYADER, J.-L. Estimation of sea coupling loss factors using a dual formulation and fem modal information, part i: theory. *Journal of sound and vibration* 239, 5 (2001), 907–930.
- [5] TOTARO, N., AND GUYADER, J.-L. extension of smeda method to estimate energy repartition into sea subsystems. In *ISMA 2008* (2008).